

# 反転軸流ファンターボジェットエンジンの低圧タービン軸系の振動解析：研究成果報告

著者	湊 亮二郎，竹田 広人，長尾 啓司
雑誌名	室蘭工業大学航空宇宙機システム研究センター年次報告書
巻	2007
ページ	46-48
発行年	2008-09
URL	<a href="http://hdl.handle.net/10258/00008697">http://hdl.handle.net/10258/00008697</a>

## 反転軸流ファンターボジェットエンジンの低圧タービン軸系の振動解析：研究成果報告

著者	湊 亮二郎，竹田 広人，長尾 啓司
雑誌名	室蘭工業大学航空宇宙機システム研究センター年次報告書
巻	2007
ページ	46-48
発行年	2008-09
URL	<a href="http://hdl.handle.net/10258/00008697">http://hdl.handle.net/10258/00008697</a>

湊 亮二郎(機械システム工学科 助教)

竹田 広人(機械システム工学専攻 高速流体力学研究室)

○ 長尾 啓司(航空宇宙システム工学専攻 高速流体力学研究室)

## 1. 研究概要・目的

大気中を高速飛行できる極超音速機や、低コスト・高い信頼性を有する宇宙輸送システムの実現のために、先進諸国において再使用型宇宙往還機の研究・開発が進められている。この機体を実現させるためには、革新的な基盤技術を開発・実用化する必要がある。それらを検証するためには、小型超音速無人実験機による飛行実証が提案されている。この機体の推進エンジンには、小型・高効率・高推力であることが求められており、そのため本学では反転軸流ファンターボジェットエンジンを提案した。

このエンジンの圧縮ファンは、2 段のファンが反転しながら空気を吸い込むものであり、通常のファンと比べ、断熱効率・圧縮比・空気流量の面で利点があり、また、ファンの段数を最小化できるという利点もある。その構造を Fig.1 に示す。

反転軸流ファンは構造上、1 段目ファンと低圧タービンをつなぐ低圧タービンシャフト、2 段目ファンと高圧タービンをつなぐ高圧タービンシャフトの 2 つの軸で構成され

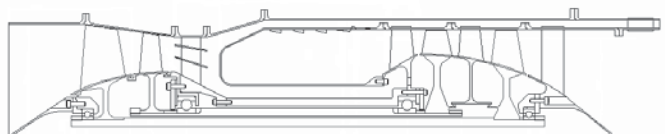


Fig.1 反転軸流ファンターボジェットエンジンの概略図

ている。低圧タービンシャフトは高圧タービンシャフトに比べ、軸径が細く軸長が長いので、高回転における撓みが大きくなり、危険振動数が低下してしまう。一方、高圧タービンシャフトは低圧タービンシャフトに比べ、軸径が太く軸長が短いので撓みは少ないが、軸受けの DN 値制限が厳しくなる。そのため、低圧タービンシャフトは軸径を太く、高圧タービンシャフトは軸径を細くすることが求められているが、軸系の形状の整合性を取るのが難しい。

本研究においては、低圧タービン軸系の形状の整合性を取るため、適切な軸径と軸長の組み合わせについて検討を行った。危険回転数の安全基準は、定格回転数より  $\pm 20\%$  程度離しておくこととし、軸受けのばね定数が危険回転数に与える影響についても解析した。

## 2. 理論

振動解析には「伝達マトリックス法」<sup>2,3)</sup>を用いた。この方法を用いて振動解析を行う場合、Fig.2-1 に示すように、構造体をいくつかの基本要素に分割する。基本要素は軸要素・質量要素・軸受け要素の、動特性が異なる 3 つの単体要素で構成されており、その概念図を Fig.2-2 に示した。各要素の物理定数を適切に与えることによって、軸の動特性を容易に表すことが可能となる。基本要素のマトリックスを掛け合わせ、伝達させていくことにより、構造物全体のマトリックスを求める。そして、このマトリックスから振動数方程式を立てて解くことで、構造物全体の固有振

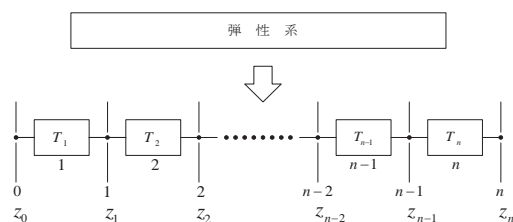


Fig.2-1 Shaft Division

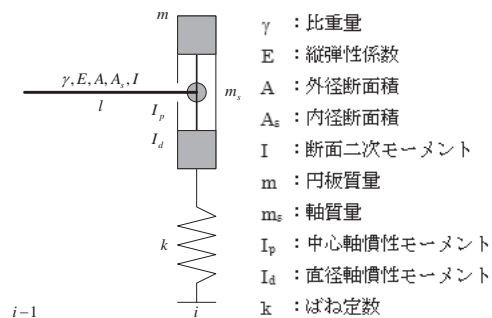


Fig.2-2 伝達マトリックス法の基本要素

動数を求めることが出来る．伝達マトリックス法での利点は，高次モードの固有振動数を求めるのが容易であるということである．しかし，マトリックスごとで生じた微少な誤差が，掛け合わされていくことにより大きくなってしまい，精度が落ちてしまうという欠点も存在する．

### 3. 解析

まず低圧タービン軸系の設計点を 48000[rpm]と決定し，エンジンシステムの整合性を検討した結果，軸の大きさを決定した．基準の軸径はタービン流路径の制限より 36[mm]と設定し，軸長は燃焼器・ファン・タービン・静翼の長さより 550[mm]と設定した．これをそれぞれ基準軸長，基準軸径とする．軸形状の影響を解析するため，軸径が 30[mm]から 42[mm]まで 2[mm]刻みで変化させ，軸長が 400[mm]から 700[mm]まで 50[mm]刻みで変化させた．また危険回転数がばね定数の変化に対して，どのように変化するかという傾向について解析した．

解析に用いたファンとタービンのブリスクの特性を Table.1 にまとめた．ファンブリスクの特性については，昨年度試作した反転軸流圧縮機同様，第 1 段ファンの値を用いた．タービンブリスクはまだ製作していないので，ファンブリスクの値に密度比を補正した値を用いた．

### 4. 結果

まず，基準の軸系において，分割数 3 種類で振動解析を行った結果を Table.2 に示す，各モードにおいての数値を比較したが，差は危険回転数の 1%未満であったため，どの分割数においてもほぼ同じ精度であることが分かった．これより，以後の解析においては軸系を 20 分割して用いることにする．次に，軸径と軸長を変化させて振動解析を行った結果を Fig.3-1 に示す．1 次の危険回転数を実線で示し，2 次の危険回転数を点線でそれぞれ示した．危険回転数がエンジンの定格回転数より 20%程度離れている軸径と軸長の組み合わせは，軸長 400[mm]で直径 32[mm]以上であった．また軸長 450[mm]の場合では，かろうじて軸径 40[mm]以上の時に 2 次の危険回転数が 20%離れていた．

さらにばね定数の影響を調べるため，軸径 36[mm]軸長 550 [mm]の場合で，ばね定数を  $10 \cdot 100 \cdot 1/10 \cdot 1/100$  に変化させて，危険振動数が変化する傾向を求めた．その結果を Fig.3-2 に示す．これより，軸受の剛性を高めても危険速度を高める効果は期待できないと考えられる．以上の結果から，実際にエンジンを駆動する際には，1) 定格回転数を下げる．2) 軸長を短くする．といった対策が必要であり，更には 3) 定格回転数を二次の危険速度よりも高くする必要もあることが分かった．

Table.1 physical value of 1st Fan and LP Turbine

		1st Fan	LP Turbine
Material		Ti-6Al-4V	INC0718
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	4470	8230
m	kg	1.282	2.366
$I_p$	kg·mm <sup>2</sup>	1575.8	4858.5
$I_d$	kg·mm <sup>2</sup>	2632.9	2907.8

Table.2 The effects of the number of segments

	20 Division	25 Division	30 Division
1st Mode	14224.8[rpm]	14270.8[rpm]	14158.9[rpm]
2nd Mode	45288.8[rpm]	45120.5[rpm]	45083.1[rpm]
3rd Mode	71997.4[rpm]	72266.8[rpm]	72323.9[rpm]

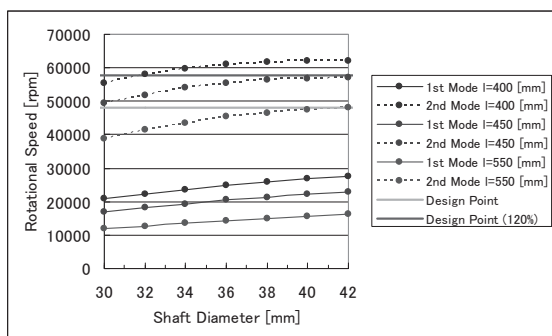


Fig.3-1 軸径と軸長に対する危険速度

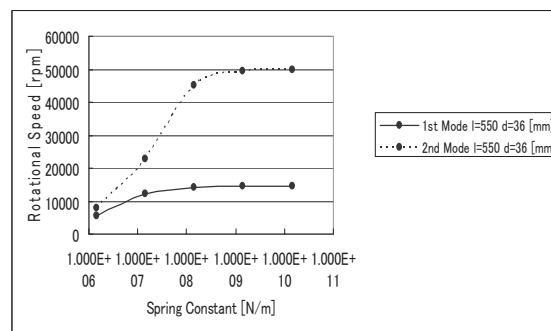


Fig.3-2 ばね定数に対する危険速度

## 5. 結言

本研究において低圧タービン軸系の振動解析を行った結果、危険回転数がエンジン定格回転数付近にあり、安全な運転を行うには、軸長 400[mm]、長くても 450[mm]にしなければならないことが判明した。しかし、この軸長であると、燃焼器の性能確保<sup>1)</sup>が難しくなる可能性がある。

今回設定した設計点でエンジンを運用しようとする、燃焼器をコンパクトに設計しなければならない。一方、燃焼器のサイズを確保するには回転数を下げなくてはならず、それに伴って、新しい設計点で性能が発揮できるようなファンとタービンを設計しなおす必要が出てきた。更には、定格回転数を二次の危険速度以上に設定することも想定される。

## 参考文献

- 1) 谷田好通・長島利夫, ガスタービンエンジン, 朝倉書店, 初版第 2 刷発行, (2001)12-10, pp.41-63
- 2) 山田敏男・石田幸男, 回転機械の力学, コロナ社, 初版第 1 版発行, (2001), 6-15, pp.291-315.
- 3) 佐藤秀紀・岡部佐規一・岩田佳雄, 演習機械振動学, サイエンス社, 初版第 5 刷発行, (2004)1-25, pp.51-54・pp.122-131